

мушающее воздействие в диапазоне от 1 до 20 Гц. Дальнейшее исследование будет направлено на поиск новых алгоритмов управления с перспективой расширения рабочего диапазона частот.

Библиографический список

1. Maciejewski I., Glowinski S., Krzyzynski T. Active control of a seat suspension with the system adaptation to varying load mass // *Mechatronics* 24, 2014. P. 1242–1253.

2. Abakumov A.M., Miatov G.N. Control algorithms for active vibration isolation systems subject to random disturbances // *Journal of Sound and Vibration* 28, 2006. P.889–907.

3. Tomonori K., Kawashima K., Sawamoto K., Kagawa T. Active control of a pneumatic isolation table using model following control and a pressure differentiator // *Precision Engineering* 31, 2007. P.269–275.

УДК 004.942

РАСЧЁТ НАЧАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ В ДИФFUЗОРЕ ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ

©2016 К.А. Романов, Г.М. Макарьянц

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

THE CALCULATION OF INITIAL CONDITIONS FOR THE FLOW SIMULATION INSIDE SHOCK ABSORBER DIFFUSOR

Romanov K.A., Makarjants G.M. (Samara National Research University, Samara, Russian Federation)

In case of the vortex flow numerical calculation there should be given a consideration for the boundary conditions setting. RANS calculation of fluid flow has been carried out with the purpose of obtaining the distribution fields of flow turbulence scales. Have been obtained following results of calculated appropriate boundary conditions for further LES analysis.

Численное моделирование вихревых течений в диффузорах трубопровода является одной из важных задач гидродинамики. Как показали в свое время Лайтхилл [1] и Керль [2], пульсации давления жидкости в гасителях колебаний, вызванные крупными вихрями, являются источником акустического шума.

При анализе работы [3], в которой исследуются турбулентные течения в каналах, можно понять, что одной из возможных причин внутреннего шума являются вихревые структуры. Для расчёта предлагается использовать численные методы моделирования гидродинамических процессов. Анализ работы [4] показал, что для расчёта вихревого течения необходимо уделить повышенное внимание выбору начальных условий.

Для решения поставленной задачи был проведён предварительный стационарный расчёт течения рабочей жидкости в диффузоре гасителя колебаний с помощью RANS модели (Reynolds Averaged Navier-Stokes), чтобы впоследствии в качестве начальных

условий использовать полученные параметры течения.

Численный расчёт проводился на 3D-модели центрального канала гасителя колебаний (рис. 1). Длина выходной части составила 18 калибров или 2700 мм.



Рис. 1. Геометрическая модель канала гасителя колебаний

Генерация сетки производилась в программе Ansys Workbench. В «ядре» потока размеры ячеек варьировались в диапазоне 1,5–6,0 мм. Общая толщина пристеночного слоя составила 10 мм. Высота пристеночного слоя, составила $1,3 \cdot 10^{-3}$ мм и рассчитывалась по формуле:

$$y = \frac{y^+ \mu}{\rho u_*}, \quad (1)$$

где μ – динамическая вязкость жидкости (Па·с), ρ – плотность жидкости (кг/м³), y^+ – безразмерное расстояние до стенки, u_* – скорость распространения касательных напряжений.

После проведения предварительных расчётов с помощью полей распределения масштаба турбулентности в Ansys Fluent (рис. 2) был проведён анализ характерных размеров вихрей.

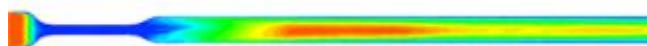


Рис. 2. Поле распределения масштаба турбулентности

С учётом этих размеров была сгенерирована новая сеточная модель.

Все расчёты повторялись на новой усовершенствованной модели до тех пор, пока все невязки не стабилизировались на требуемом уровне (рис. 3).

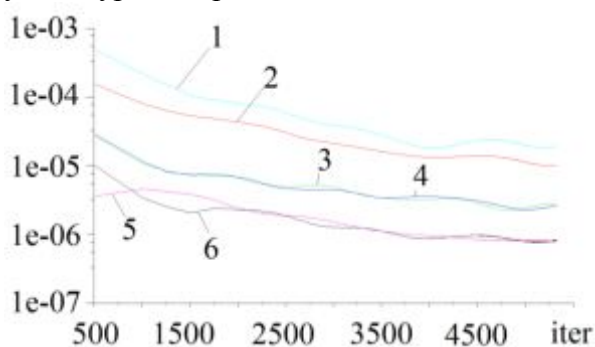


Рис. 3. График невязок
1 – k, 2 – x-velocity, 3 – y-velocity, 4 – z-velocity,
5 – omega, 6 – continuity

Из графика на рис. 4 видно, что при толщине пристеночного слоя 10 мм и ширине его первой ячейки $1,3 \cdot 10^{-3}$ мм течение в пограничном слое моделируется адекватно.

Параметры y^+ и u^+ вычислялись соответственно по формулам:

$$y^+ = y \sqrt{\frac{\rho}{\mu} \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=0}}, \quad (2)$$

$$u^+ = u \sqrt{\frac{\mu}{\rho} \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=0}},$$

где u – скорость потока, μ – динамическая вязкость жидкости (Па·с), ρ – плотность жидкости (кг/м³).

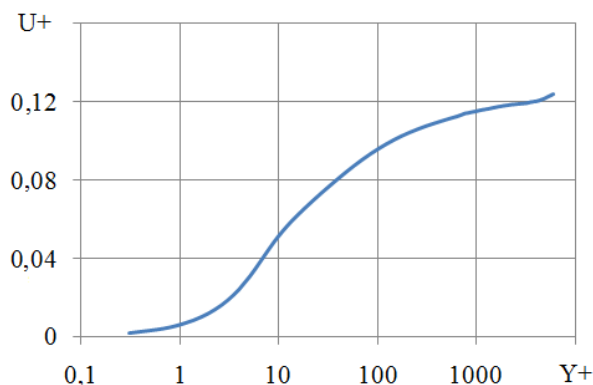


Рис. 4. График моделирования пристеночного слоя в сечении на расстоянии 6 калибров от диффузора

В результате расчётов была получена расчётная сетка для моделирования вихревых структур, а также определены начальные условия, позволяющие проводить нестационарный расчёт течения рабочей жидкости в диффузоре гасителя колебаний и получить адекватную картину вихревого течения в диффузоре гасителя колебаний.

Библиографический список

4. Lighthill M.J. On sound generated aerodynamically. I. General theory. Proc. Roy. Soc. Лондон: A211, 1952. P. 564-587.
5. Зарембо Л.К., Красильников В.А. Введение в нелинейную акустику. М.: Наука, 1966. 520 с.
6. Смольяков А.В. Шум турбулентных потоков. СПб.: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2005. 312 с.
7. Numerical and physical aspects in LES and hybrid LES/RANS of turbulent flow separation in a 3-D diffuser / Jakirlic S., Kadavelil G., Kornhaas M. и др. // International Journal of Heat and Fluid Flow, 2010. №31. P. 820-832.